

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Vjekoslav Grubišić

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Joško Parunov, dipl. ing.

Student:

Vjekoslav Grubišić

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Jošku Parunovu što mi je uvijek bio na raspolaganju i svojim savjetima mi pomogao dovesti ovaj rad do kraja. Također zahvaljujem svojoj obitelji i kolegama koji su bili uz mene tijekom preddiplomskog studija.

Vjekoslav Grubišić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija brodogradnje



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Vjekoslav Grubišić** Mat. br.: 0035171768

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **SLOBODNE VIBRACIJE MODELA SAVITLJIVOG PONTONA**

Naslov rada na engleskom jeziku: **FREE VIBRATION OF FLEXIBLE BARGE MODEL**

Opis zadatka:

U uvodnom dijelu rada ukratko opisati problematiku vibracija broskog trupa i osvrnuti se na osnovne parametre potrebne za analizu.

U proračunskom dijelu rada izraditi model konačnih elemenata modela savitljivog pontona opisanog u članku:

I.Senjanović, Š.Malenica and S.Tomašević. „Investigation of ship hydroelasticity“, Ocean Engineering 35 (2008), 523-535.

Najprije izračunati „suhe“ prirodne frekvencije i usporediti ih s drugim dostupnim rezultatima. Zatim odrediti „mokre“ prirodne frekvencije koristeći MFLUID opciju u Nastranu za određivanje dodatne hidrodinamičke mase. „Mokre“ prirodne frekvencije usporediti s izmjerenim vrijednostima modelskih ispitivanja prema članku:

Remy F, Molin B, Ledous A. „Experimental and numerical study of the wave response of a flexible barge“. In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology. 2006. p. 255–64.

Na kraju je potrebno iznijeti odgovarajuće zaključke o odnosu „mokrlih“ i suhih prirodnih frekvencija, oblicima vibriranja te podudaranja izračunatih i izmjerenih vrijednosti.

Zadatak zadan:

30. travnja 2012.

Rok predaje rada:

2. rok: 6. srpnja 2012.

3. rok: 14. rujna 2012.

Predviđeni datumi obrane:

2. rok: 9., 10. i 11. srpnja 2012.

3. rok: 19., 20. i 21. rujna 2012.

Zadatak zadao:



Dr. sc. Joško Parunov

Predsjednik Povjerenstva:



Prof. dr. sc. Kalman Žiža

Sadržaj

Sadržaj	1
Popis slika	2
Popis tablica	3
Popis oznaka.....	4
Sažetak	5
1. Karakteristike vibracija broskog trupa	6
1.1. Vrste vibracija broskog trupa	6
1.2. Izvori vibracija na brodovima.....	7
1.3. Štetno djelovanje vibracija	8
1.4. Sprječavanje vibracija.....	8
1.5. Parametri potrebni za analizu vibracija	9
1.5.1. Krutost konstrukcije	9
1.5.2. Prigušenje	9
1.5.3. Virtualna masa.....	9
1.5.4. Utjecaj dodatne mase okolne vode.....	10
2. Ispitivanje hidroelastičnosti.....	11
2.1. Uvod	11
2.2. Strukturalni model	12
2.3. Hidroelastični model.....	12
3. Bazenska testiranja modela savitljivog pontona	13
3.1. Uvod	13
3.2. Model.....	14
3.3. Mjerenja.....	14
4. Proračun „suhih“ vibracija pontona programom DYANA	15
5. Proračun „suhih“ vibracija u programu FEMAP/NASTRAN	18
5.1. Izrada modela	18
5.2. „Suhe“ vibracije.....	20
5.3. „Mokre“ vibracije	23
6. Zaključak	27
7. Literatura	28

Popis slika

Slika 1.	Model pontona u bazenu	13
Slika 2.	Poprečni presjek pontona	14
Slika 3.	Prvi „suhi“ prirodni mod vertikalnih vibracija, $f_1 = 0,83$ Hz [3].....	15
Slika 4.	Drugi „suhi“ prirodni mod vertikalnih vibracija, $f_2 = 1,97$ Hz [3]	16
Slika 5.	Prvi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,.....	16
Slika 6.	Drugi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,	17
Slika 7.	Model savitljivog pontona u programu FEMAP/NASTRAN.....	18
Slika 8.	Kruta veza masenih elemenata s oplatom dna	19
Slika 9.	„Kralješnica“ modela	19
Slika 10.	Prvi „suhi“ prirodni vertikalni mod, $f_1 = 0,87$ Hz	20
Slika 11.	Drugi „suhi“ prirodni vertikalni mod, $f_2 = 2,26$ Hz.....	21
Slika 12.	Prvi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,.....	22
Slika 13.	Drugi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,	22
Slika 14.	Prvi „mokri“ vertikalni mod vibriranja, $f_1 = 0,62$ Hz.....	24
Slika 15.	Prvi „mokri“ horizontalni mod vibriranja, $f_1 = 0,87$ Hz.....	24
Slika 16.	Prvi „mokri“ torzijski mod vibriranja, $f_1 = 0,81$ Hz	25

Popis tablica

Tablica 1.	Prirodne frekvencije „suhih“ vibracija, f_i (Hz) [3]	15
Tablica 2.	Prirodne „suhe“ frekvencije dobivene programom FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz) 20	
Tablica 3.	Usporedba vertikalnih „suhih“ vibracija dobivenih programom DYANA i FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)	21
Tablica 4.	Usporedba „suhih“ spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija dobivenih programom DYANA i FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)	23
Tablica 5.	„Mokre“ frekvencije modela u bazenu dobivene mjerenjem perioda, f_i (Hz)...	23
Tablica 6.	„Mokre“ frekvencije dobivene programom FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz).....	23
Tablica 7.	Usporedba „suhih“ i „mokrih“ frekvencija vertikalnih vibracija dobivenih programom FEMAP/NASTRAN	25
Tablica 8.	Usporedba „suhih“ i „mokrih“ frekvencija spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija dobivenih programom FEMAP/NASTRAN	26

Popis oznaka

Oznaka	Jedinice	Opis
[K]		matrica krutosti
Ω	Hz	„suha“ prirodna frekvencija
[M]		matrica masa
$[\delta]$		„suhi“ prirodni mod
[k]		matrica strukturne krutosti
[C]		matrica povratne krutosti
ω	Hz	prirodna frekvencija
[d]		strukturno prigušenje
$[B(\omega)]$		matrica hidrodinamičkog prigušenja
$[A(\omega)]$		matrica pridodane mase
$\{\xi\}$		vektor pomaka
$\{F\}$		vektor uzbudne sile

Sažetak

Vibracije broskog trupa nepoželjna su pojava na brodu i na razne načine ometaju njegov rad i boravak na njemu. Da bi se predvidjelo dinamičko ponašanje brodske konstrukcije, potrebno je izvršiti analizu slobodnih i prisilnih vibracija trupa. Cilj ovog rada je proračunavanje „suhih“ i „mokrih“ prirodnih frekvencija savitljivog pontona, te usporedba rezultata s rezultatima dobivenim na grednom modelu primjenom programa DYANA i rezultatima bazenskog ispitivanja. U uvodnom dijelu rada je prikazana problematika vibriranja broskog trupa, uzroci nastajanja vibracija i njihove moguće posljedice na konstrukciju, strojeve, te posadu i putnike. Dan je pregled vrsta vibracija, parametara koji su potrebni za proračun vibracija, te načini reduciranja vibracija na prihvatljivu razinu. Opisana su testiranja koja se provode u bazenima, te su prikazane geometrijske karakteristike pontona. U proračunskom dijelu rada prikazan je model pontona izrađen u programu FEMAP te rezultati dobiveni pomoću programa NASTRAN. Dobiveni rezultati su uspoređeni sa s već objavljenim podacima što je dovelo do zanimljivih i korisnih zaključaka.

1. Karakteristike vibracija brodskog trupa

1.1. Vrste vibracija brodskog trupa

Brodski trup je kao i svako drugo elastično tijelo podložan vibriranju te može vibrirati na različite načine. Obzirom na uzrok vibriranja razlikujemo slobodne i prisilne vibracije.

Slobodne nastaju tako da vanjske sile deformiraju elastično tijelo, a nakon prestanka njihovog djelovanja elastične sile nastoje vratiti tijelo u prvobitno stanje. Takvo vibriranje se naziva slobodnim jer se odvija pod djelovanjem samo vlastitih sila sistema, tj. elastičnih, inercijalnih i prigušnih sila. Sile prigušenja postepeno smanjuju amplitudu vibracija dok se sistem ponovno ne zaustavi u svom ravnotežnom položaju.

Prisilne harmonijske vibracije nastaju pod djelovanjem vanjskih periodičkih sila, koje deformiraju strukturu u ritmu narinute frekvencije uzbude.

Amplitude prisilnih vibracija ovise o:

- veličini uzbudne sile
- njenoj frekvenciji
- mjestu djelovanja.

Ukoliko se frekvencija uzbudne sile poklapa s frekvencijom nekog od glavnih oblika vibriranja nastupa rezonancija [1].

Prema načinu vibriranju brodskog trupa razlikujemo:

- uzdužne vibracije
- vertikalne vibracije
- horizontalne vibracije
- torzione vibracije,

ovisno o tome da li su pomaci poprečnih presjeka uzdužni, vertikalni ili horizontalni, ili se pak radi o njihovom zakretanju oko centra torzije.

U stvarnosti navedene vrste vibracija ne nastupaju samostalno već su međusobno povezane, obično uzdužne s vertikalnim, a horizontalne s torzionim, pa govorimo o spregnutim vibracijama. Ovo su tzv. opće vibracije trupa u cjelini [1].

Osim njih mogu nastupiti i lokalne vibracije npr. vibracije dvodna, krmenog dijela broda, nadgrađa itd. One se obično superponiraju na opće vibracije. Uzdužne vibracije brodskog trupa se uslijed velike krutosti brodske konstrukcije u tom smjeru zanemaruju [1].

Horizontalne vibracije su povezane s torzionim jer se središte masa pojedinih presjeka broskog trupa ne podudara s centom torzije, tako da inercijalne sile horizontalnih vibracija prouzrokuju momente oko centra torzije, koji imaju za posljedicu istodobno uvijanje trupa. To je vrlo bitno uzeti u obzir kod brodova sa širokim palubnim otvorima kao što su npr. kontejnerski brodovi kod kojih se centar smika nalazi izvan poprečnog presjeka, pa torzioni momenti postaju veliki, a i krutost takvih otvorenih presjeka na uvijanje je mala [1].

Obzirom na prigušenje razlikujemo prigušene i neprigušene vibracije. Prigušenje vibracija broskog trupa je toliko malo da gotovo ne utječe na slobodne vibracije i na prisilne izvan područja rezonancije. U području rezonancije prisilnih vibracija prigušenje svakako treba uzeti u obzir, jer ono sprječava nastajanje neizmjerne velikih amplituda [1].

1.2. Izvori vibracija na brodovima

Izvore vibracija na brodovima možemo podijeliti na:

- vanjske – vjetar i valovi
- unutarnje – posljedice rada glavnih i pomoćnih strojeva i mehanizama, te osovinskog voda i propelera

Vibracije pobuđene djelovanjem valova i udaranjem broda o valove postaju značajne u novije vrijeme kod velikih kontejnerskih brodova [1].

Glavni izvori vibracijske uzbude na brodu su sporohodni diesel motor i brodski vijak.

Najviše problema izazivaju uzbudne sile uzrokovane radom broskog vijka. Prilikom njegovog rada u nejednolikom polju sustrujanja nastaju nejednolike tangencijalne i porivne sile, koje se preko vode prenose na brodsku oplatu, a preko osovinskog voda i njegovih temelja na brodsku konstrukciju [1].

1.3. Štetno djelovanje vibracija

Neke od štetnih posljedica vibracija broskog trupa su:

- smanjenje udobnosti plovidbe
- ometanje rada posade
- buka
- zamor materijala
- otpadanje boje
- ometanje rada uređaja i instrumenata
- otkrivanje ratnog broda

Radi tih pojava nastoje se ograničiti gornje vrijednosti dopuštenih vibracija [2].

1.4. Sprječavanje vibracija

Vibracije broskog trupa su neizbježne. Mogu se samo reducirati, ali ne i potpuno eliminirati. Zbog toga se uvijek nastoji da vibracije ostanu u određenim granicama u uvjetima normalne eksploatacije broda.

Vibracije se mogu reducirati na više načina:

- smanjenjem uzbudnih sila
- promjenom njihovih mjesta djelovanja i frekvencije
- promjenom krutosti sistema, da se izbjegnu najnepovoljniji slučajevi rezonancije [2].

Uzbudne sile propelera smanjuju se povoljnim oblikom krme, koja mora omogućiti slobodan dotok vode propeleru i homogenu raspodjelu sustrujanja. Također je bitno da propeler ima dovoljnu zračnost u odnosu na krmu da bi se uzbudne sile što slabije prenosile. Lokalne vibracije se uglavnom smanjuju povećanjem krutosti vibrirajućih elemenata, što se postiže ugradnjom ukrepljenja [2].

1.5. Parametri potrebni za analizu vibracija

1.5.1. Krutost konstrukcije

Pri određivanju krutosti trupa nailazimo na sličan problem kao i kod proračuna uzdužne čvrstoće broda, tj. treba odrediti koji elementi sudjeluju u općoj deformaciji. Nadalje postavlja se pitanje sunosive širine elemenata i utjecaja kratkih nadgrađa na krutost trupa na savijanje. Proračun krutosti na smik i uvijanje jako je kompliciran, a pogotovo kod zatvorenih poprečnih presjeka. Naročito složen problem predstavlja određivanje krutosti trupa na vitoperenje kod brodova sa širokim palubnim otvorima [1].

1.5.2. Prigušenje

Prigušivanje vibracija broskog trupa je toliko malo da se kod proračuna slobodnih vibracija i prisilnih izvan rezonancije ne uzima u obzir. U analizi prisilnih vibracija u rezonanciji prigušenje se mora uzeti u obzir, jer ono sprječava nastajanje neizmjereno velikih amplituda. Prigušenje se sastoji od dva dijela, vanjskog i unutrašnjeg. Vanjsko prigušenje nastaje uslijed trenja okolne vode o oplatu trupa, te stvaranja valova i virova. Unutrašnje prigušenje je posljedica histereze materijala, izlizivanja spojnih elemenata i trenja izazvanog relativnim pomicanjem tereta prema brodu [1].

1.5.3. Virtualna masa

U analizi vibracija virtualna masa se sastoji od mase broda i dodatne mase okolne tekućine. Sama masa broda se sastoji od lake težine (težina čelika, opreme i zaliha) i tereta.

1.5.4. Utjecaj dodatne mase okolne vode

Brodski trup predstavlja slobodno položenu gredu u vodi. Uslijed njegovog vibriranja nastaju, osim sila inercije vlastite mase, i dodatne sile okolne tekućine, koje se suprotstavljaju gibanju. To su:

- sila inercije okolne vode pobuđene na gibanje, koja ovisi o masi i ubrzanju
- sila trenja između brodske oplata i čestica vode, ovisna o brzini gibanja
- promjena sila pritiska na brodsku oplatu kao posljedica promjene dubine urona pojedinih njenih dijelova.

Od navedena tri upliva najznačajniji je prvi, tj. sila inercije okolne tekućine. Njeno djelovanje odražava se na vibracije kao prividno povećanje mase broda. Drugi upliv, koji djeluje u obliku prigušenja gibanja dolazi do izražaja samo u rezonantnom području prisilnih vibracija. Kod slobodnih vibracija ga se može izostaviti. Promjena sila pritiska na brodsku oplatu, koja nastaje uslijed promjene dubine urona, je beznačajna, budući da su amplitude prisilnih vibracija pobuđenih unutarnjim uzbudnim silama daleko nižeg reda veličine od gaza broda [2].

2. Ispitivanje hidroelastičnosti

2.1. Uvod

Promet morima je u velikom porastu stoga se grade sve veći i brži brodovi. U današnje vrijeme istaknuta je važnost analize hidroelastičnosti velikih i savitljivih kontejnerskih brodova. Način istraživanja ovog izazovnog fenomena uključuje definiranje geometrije broda, distribuciju mase, krutost konstrukcije i kombinira brodsku hidrostatiku, hidrodinamiku, valna opterećenja, odziv broda i vibracije [3].

Veliki brodovi su relativno savitljiviji i njihove prirodne frekvencije mogu pasti u raspon susretnih frekvencija uobičajenog stanja mora. Kod brodova zatvorenog poprečnog presjeka i uobičajenih veličina grotala kao što su tankeri, brodovi za rasuti teret, brodovi za prijevoz općeg tereta itd., najniže prirodne frekvencije su najčešće povezane sa vertikalnim savijanjem. Nasuprot tome, kod brodova sa otvorenim poprečnim presjekom, kao što su kontejnerski brodovi, najniži elastični prirodni modovi su oni spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija [3].

Klasičan pristup rješavanju problema određivanja valnih opterećenja i odziva broda bazira se na pretpostavci da se brodski trup ponaša kao kruto tijelo. Dobivena valna opterećenja se zatim unose u elastični 3D FEM model u svrhu analize globalne uzdužne i poprečne čvrstoće te lokalne čvrstoće. Takav pristup nije dovoljno pouzdan za iznimno dugačke brodove zbog uzajamnog utjecaja valnog opterećenja i odziva strukture. Pouzdano rješenje zahtijeva analizu valnog opterećenja i vibracija broda kao spregnutog hidroelastičnog problema [3].

2.2. Strukturalni model

Problem hidroelastičnosti može se rješavati na različitim razinama složenosti i točnosti. Najbolji ali i uvjerljivo najdulji način je kombinacija 3D FEM strukturalnog modela i 3D hidrodinamičkog modela temeljenog na radijacijsko – difrakcijskoj teoriji. Takav pristup je preporučljiv samo za konačnu analizu čvrstoće, pošto je dugotrajan i potrebne su detaljne informacije o konstrukciji. U preliminarnoj fazi analize čvrstoće racionalnije je kombinirati 1D FEM model brodskog trupa s hidrodinamičkim 3D modelom [3].

U oba slučaja FEM pristupa matrična jednadžba „suhih“ vibracija glasi:

$$([K] - \Omega^2[M])\{\delta\} = \{0\}$$

2.3. Hidroelastični model

Matrična diferencijalna jednadžba odziva broda i „suhih“ vibracija u hidroelastičnom modelu glasi:

$$\{[k] + [C] - i\omega([d] + [B(\omega)]) - \omega^2([m] + [A(\omega)])\} \{\xi\} = \{F\}$$

Strukturalno prigušenje $[d]$ može biti dano u obliku postotka kritične vrijednosti na temelju iskustva.

U slučaju „mokrih“ vibracija jednažba glasi:

$$\{[k] - \omega^2([m] + [A(\omega)])\} \{\xi\} = \{0\}$$

U ovoj jednadžbi prigušenje se zanemaruje [3].

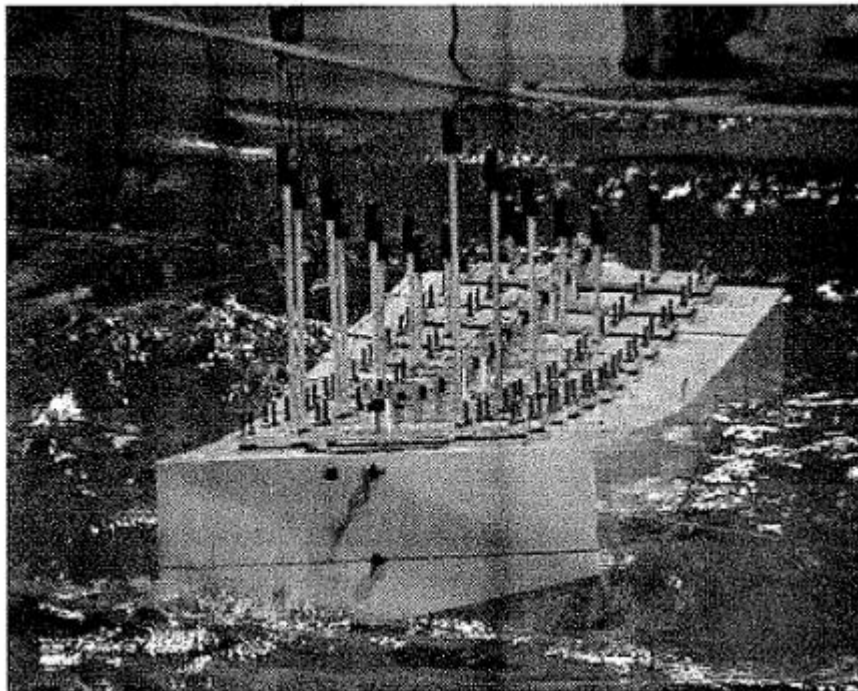
3. Bazenska testiranja modela savitljivog pontona

3.1. Uvod

Savitljivi ponton se u početnom eksperimentu sastojao od 12 pravokutnih pontona međusobno odvojenih uskim procjepima, povezanih na palubi s dvije čelične ploče. Ispitivanja su provedena na pravilnim i nepravilnim nailaznima valovima bez brzine samog pontona. Gibanje svakog pojedinog pontona je mjereno optičkim sustavom za praćenje što omogućava rekonstrukciju ukupne deformacije modela. Postignuto je dobro slaganje rezultata s proračunima pomoću software-a Hydrostar Bureau Veritasa [4].

U sklopu ovog završnog rada promatran je slučaj ispitivanja jednog takvog modela, ali su dvije čelične ploče na palubi zamijenjene čeličnim štapom koji se proteže po sredini palube duž cijelog pontona.

Testiranja su provedena u BGO-First Basin u Seyne-sur-mer kraj Toulona u Francuskoj. Bazen je dugačak 30 m, a širok 16 m. Dubina vode je 1 m [4].



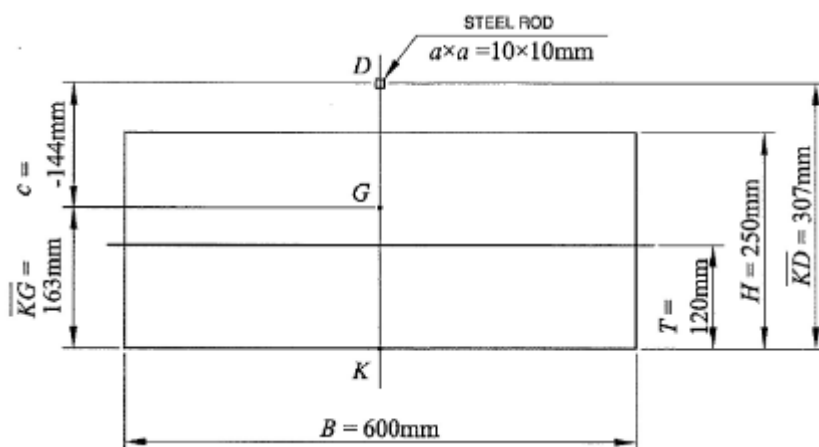
Slika 1. Model pontona u bazenu

3.2. Model

Model je sastavljen od 12 pontona. Osim pramčanog, svi su pontoni jednaki i pravokutnog oblika sa slijedećim karakteristikama:

- duljina: 190 mm
- širina: 600 mm
- visina: 250 mm
- gaz: 120 mm
- masa: 13.7 kg
- KG: 163 mm (udaljenost težišta od kobilice)
- Rx: 225 mm (radijus rotacije pri njihanju) [4]

Pontoni su razmaknuti za 15 mm što daje ukupnu duljinu pontona od 2.445 m. Povezani su na palubi čeličnim štapom stegnutim na svakom pontonu. Poprečni presjek štapa je kvadrat stranice 1 cm. Iz toga slijedi da su i horizontalna i vertikalna savojna čvrstoća EI jednake i iznose 175 Nm^2 (provjerene su statičkim testom) te da čvrstoća na uvijanje iznosi 135 Nm^2 . Os štapa je smještena 307 mm iznad kobilice. Model je pričvršćen čeličnim kablovima i oprugama [4].



Slika 2. Poprečni presjek pontona

3.3. Mjerenja

Gibanje pontona mjereno je optičkim sustavom sastavljenim od 3 kamere koje prate šest skupina po tri infracrvene LED diode pričvršćene na pontone s oznakama C1, C3, C5, C7, C9 i C12. Takav sustav daje šest stupnjeva slobode sa velikom preciznošću [4].

4. Proračun „suhih“ vibracija pontona programom DYANA

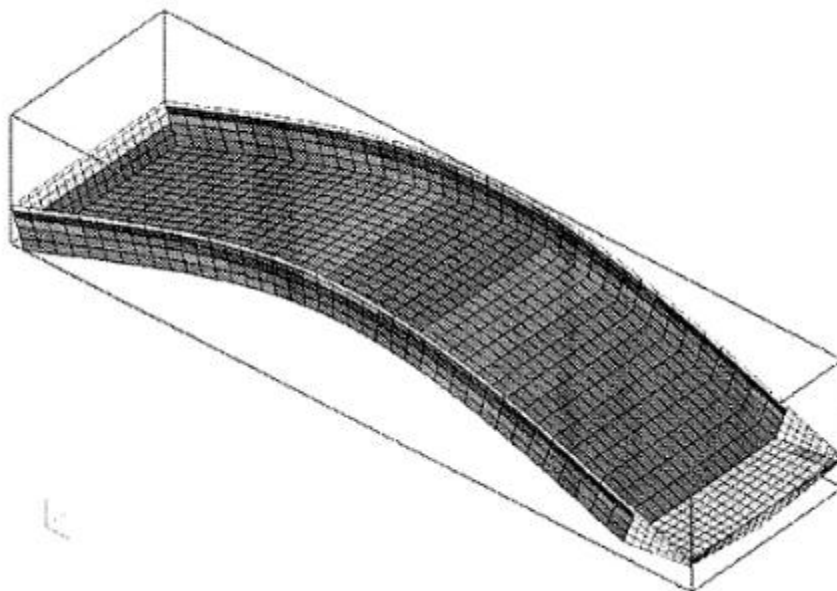
Ponton je modeliran sa 50 grednih konačnih elemenata.

Prirodne frekvencije „suhih“ vibracija dane su u tablici.

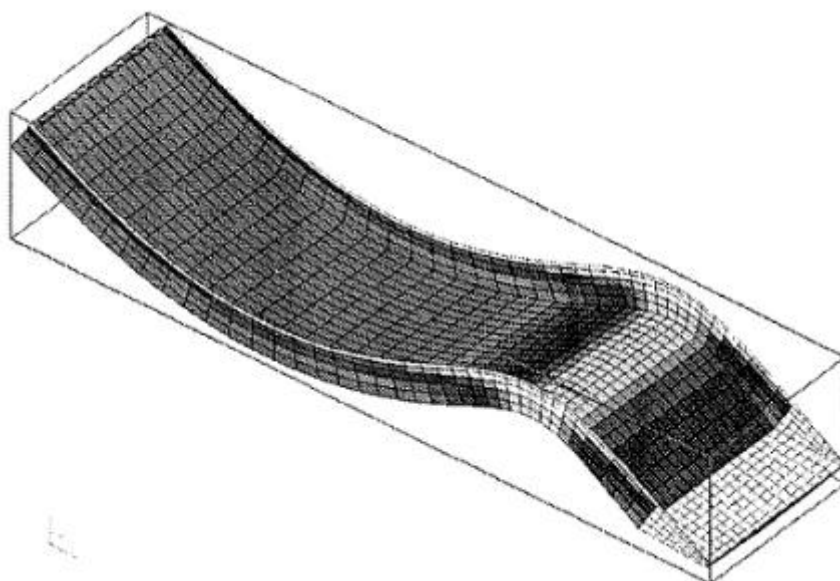
Tablica 1. Prirodne frekvencije „suhih“ vibracija, f_i (Hz) [3]

Mod vibriranja	Vertikalne vibracije	Spregnute horizontalne i torzijske vibracije
1	0,83	0,84
2	1,97	1,26
3	3,35	2,02
4	4,88	2,47
5	6,5	3,43

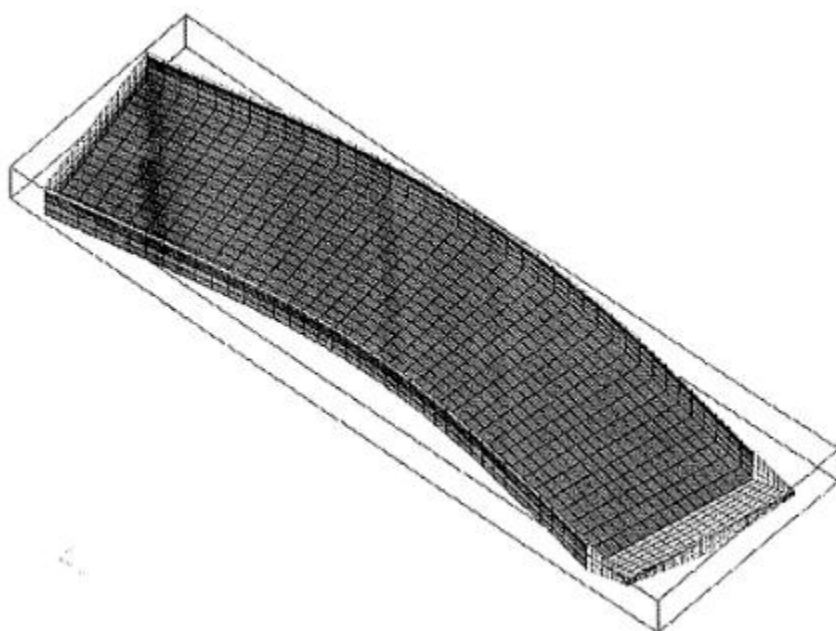
Slike 3. – 6. prikazuju prva dva prirodna moda za vertikalne i spregnute horizontalne i torzijske vibracije.



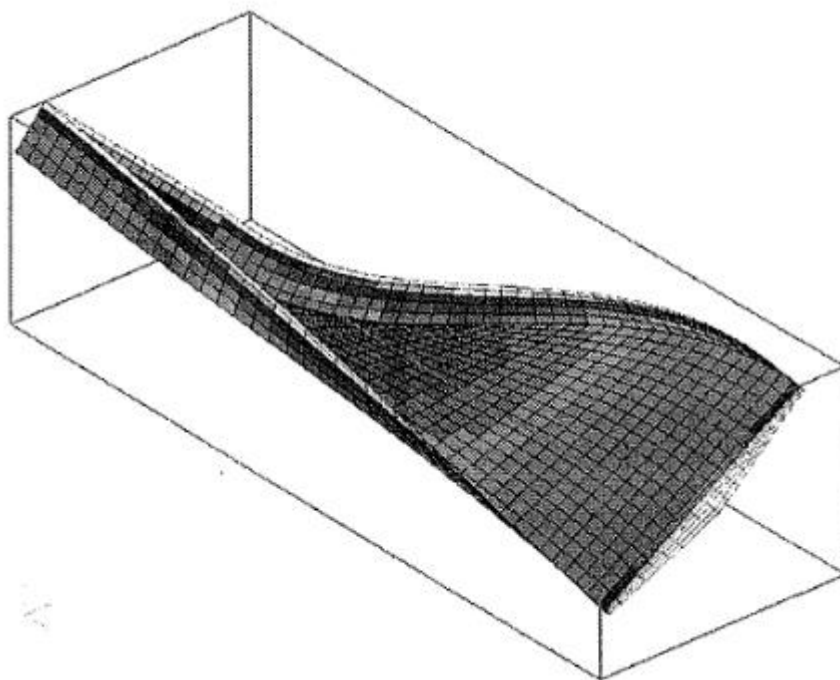
Slika 3. Prvi „suhi“ prirodni mod vertikalnih vibracija, $f_1 = 0,83$ Hz [3]



Slika 4. Drugi „suhi“ prirodni mod vertikalnih vibracija, $f_2 = 1,97$ Hz [3]



Slika 5. Prvi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija, $f_1 = 0,84$ Hz [3]

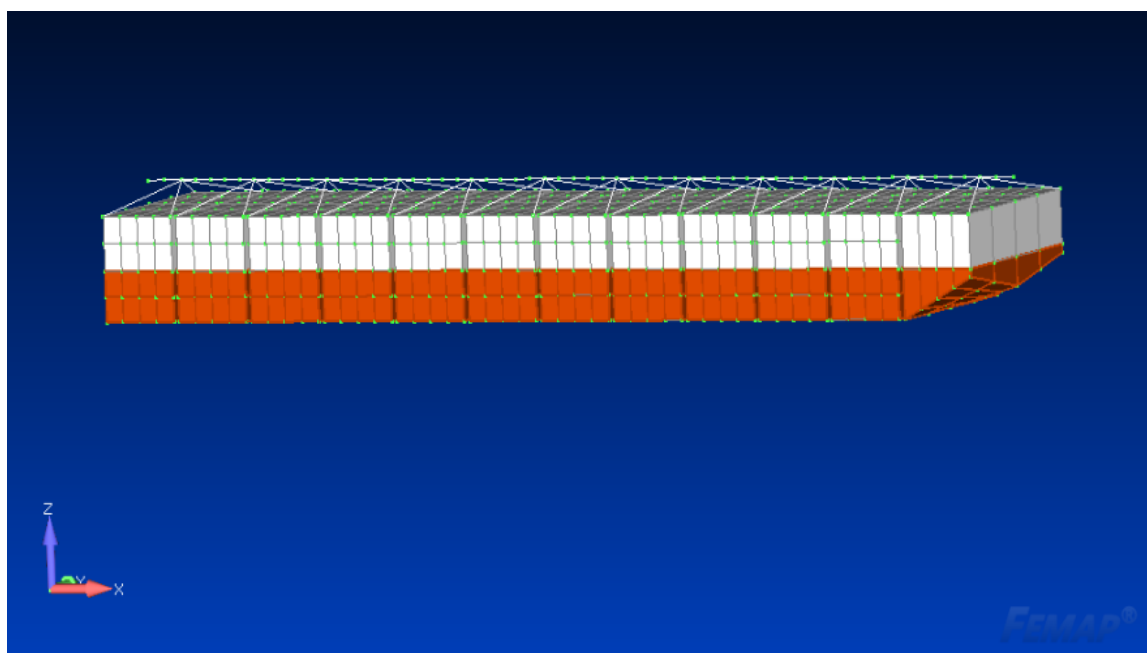


Slika 6. Drugi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,
 $f_2 = 1,26$ Hz [3]

5. Proračun „suhih“ vibracija u programu FEMAP/NASTRAN

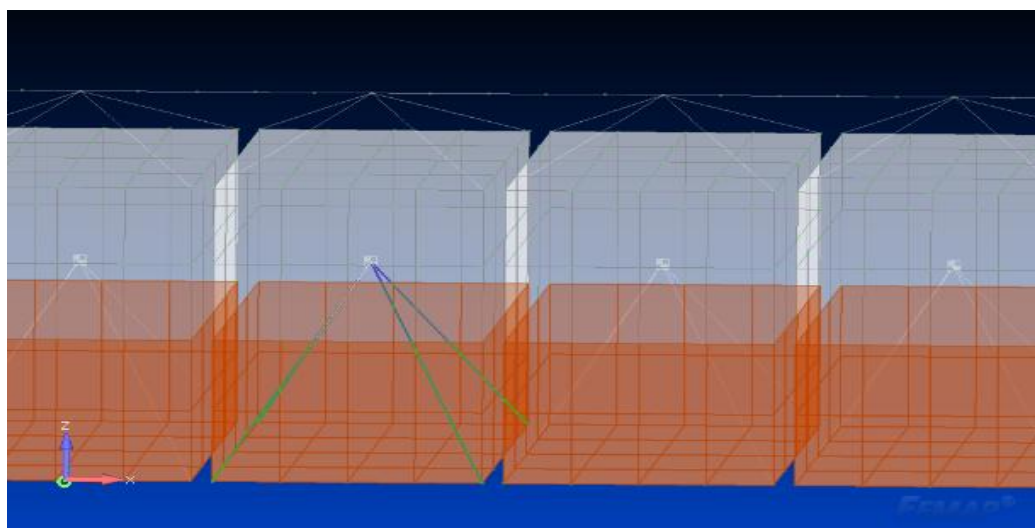
5.1. Izrada modela

Model savitljivog pontona podijeljen je na 12 manjih pontona. Za oplatu pontona korišteni su pločasti elementi, a za materijal oplate uzet je nerealno velik modul elastičnosti kako bi se postigla velika krutost. Pramčani ponton se malo razlikuje od ostalih. Svaki od 11 jednakih pontona sastavljen je od po 16 elemenata na svakoj plohi.



Slika 7. Model savitljivog pontona u programu FEMAP/NASTRAN

Masa je zadana svakom pontonu pomoću masenih elemenata koji su pridruženi čvorovima smještenim unutar svakog pontona na visini $KG = 163 \text{ mm}$ i povezani krutom vezom „rigid link“ s kutnim čvorovima dna pontona.

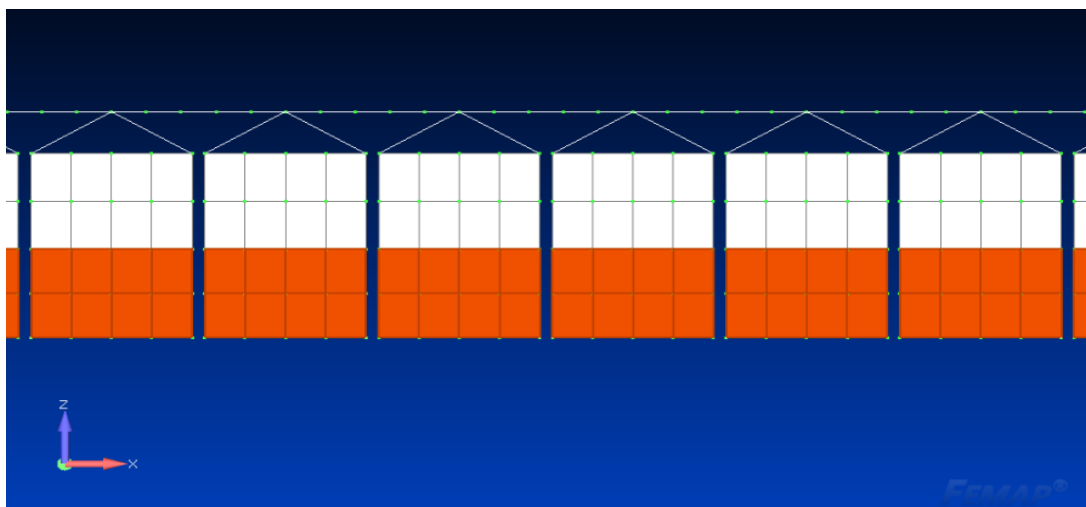


Slika 8. Kruta veza masenih elemenata s oplatom dna

„Kralježnica“ ili „backbone“ modela je u ovom slučaju greda(bar) koja daje elastična svojstva konstrukciji. Svaki ponton je povezan s „kralježnicom“ krutom vezom na kutnim čvorovima palube. Između čvorova kojima je povezana s pontonom podijeljena je na 5 grednih elemenata.

Karakteristike grede:

- $E = 2.1 \cdot 10^9 \text{ N/mm}^2$
- $G = 8.08 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$
- kvadratni poprečni presjek stranice $a = 10 \text{ mm}$

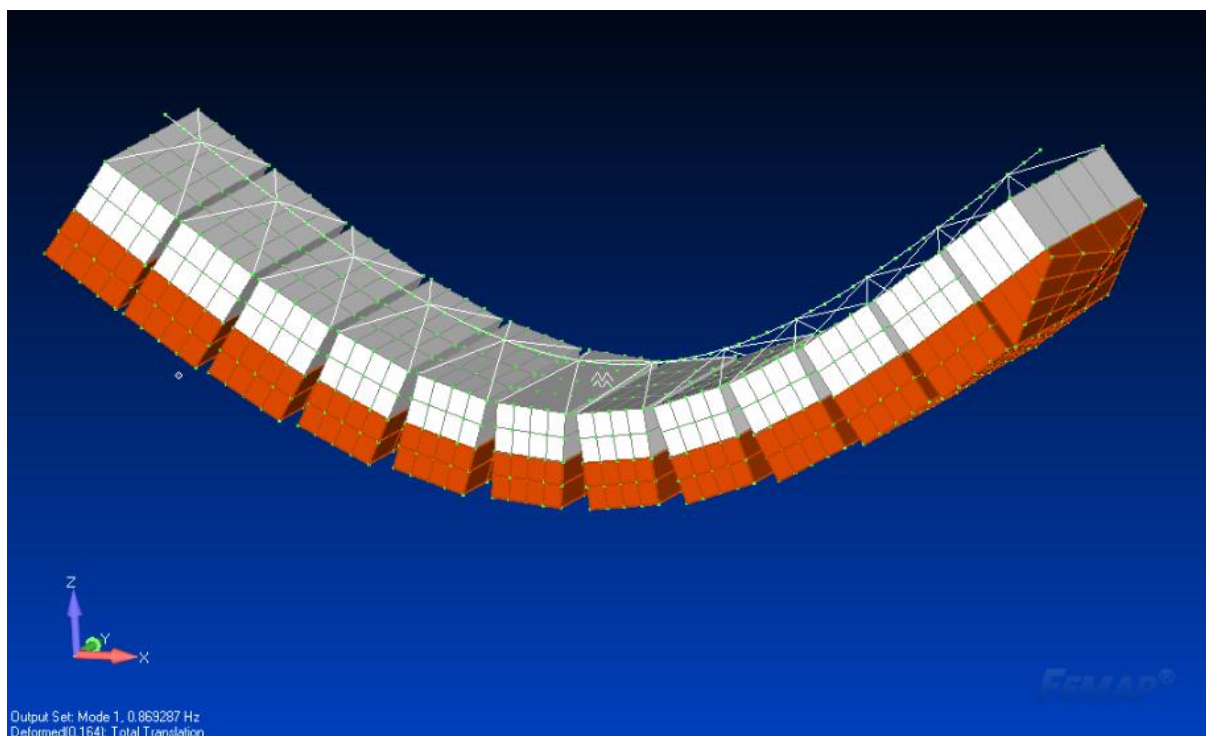


Slika 9. „Kralježnica“ modela

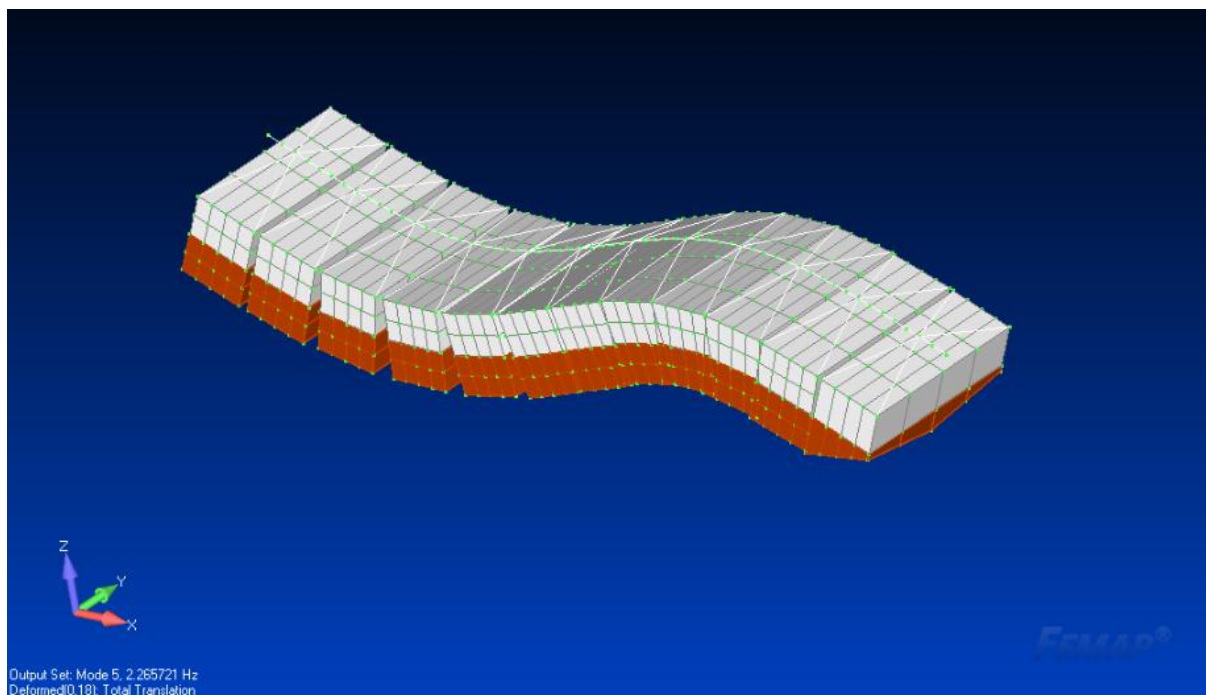
5.2. „Suhe“ vibracije

Tablica 2. Prirodne „suhe“ frekvencije dobivene programom FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)

Mod vibriranja	Vertikalne vibracije	Spregnute horizontalne i torzijske vibracije
1	0,87	0,9
2	2,26	1,13
3	3,98	2,2
4	6,04	2,32
5	8,04	3,39



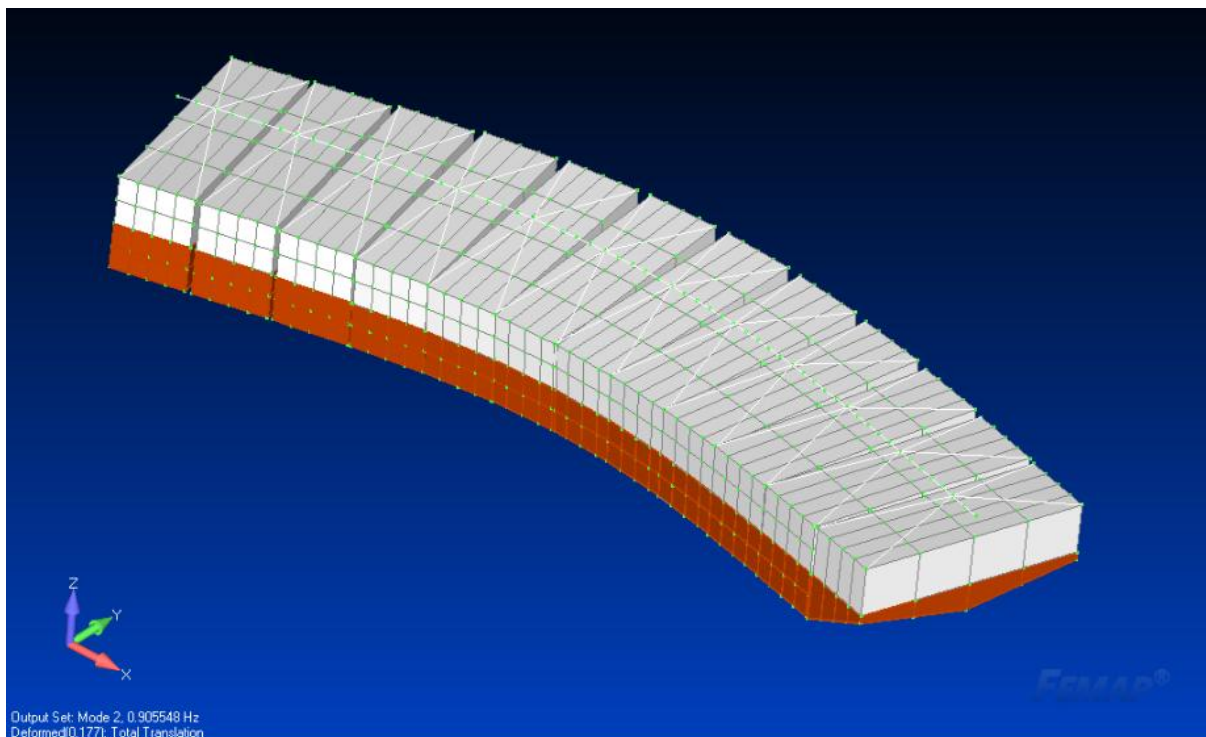
Slika 10. Prvi „suhi“ prirodni vertikalni mod, $f_1 = 0,87$ Hz

Slika 11. Drugi „suhi“ prirodni vertikalni mod, $f_2 = 2,26$ Hz

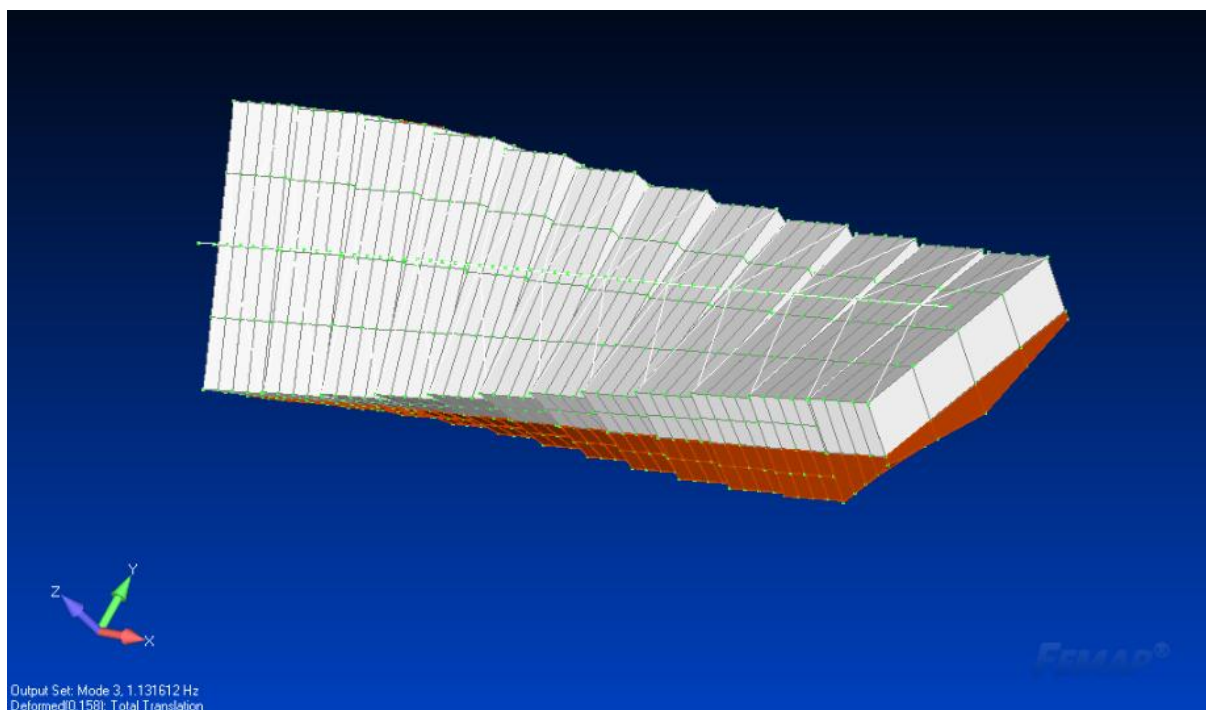
Tablica 3. Usporedba vertikalnih „suhih“ vibracija dobivenih programom DYANA i FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)

Mod vibriranja	DYANA	FEMAP/NASTRAN	Odstupanje(%)
1	0,83	0,87	4,8
2	1,97	2,26	15
3	3,35	3,98	18,5
4	4,88	6,04	23,7
5	6,5	8,04	23,5

Pri nižim frekvencijama se rezultati bolje poklapaju. 3D model koji je izrađen u programu FEMAP/NASTRAN uzimamo kao pouzdaniji.



Slika 12. Prvi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,
 $f_1 = 0,9$ Hz



Slika 13. Drugi „suhi“ prirodni mod spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija,
 $f_2 = 1,13$ Hz

Tablica 4. Usporedba „suhih“ spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija dobivenih programom DYANA i FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)

Mod vibriranja	DYANA	FEMAP/NASTRAN	Odstupanje(%)
1	0,84	0,9	6,7
2	1,26	1,13	-11,5
3	2,02	2,2	8,7
4	2,47	2,32	-6,8
5	3,43	3,39	-1,2

Odstupanja su manja nego kod vertikalnih vibracija.

5.3. „Mokre“ vibracije

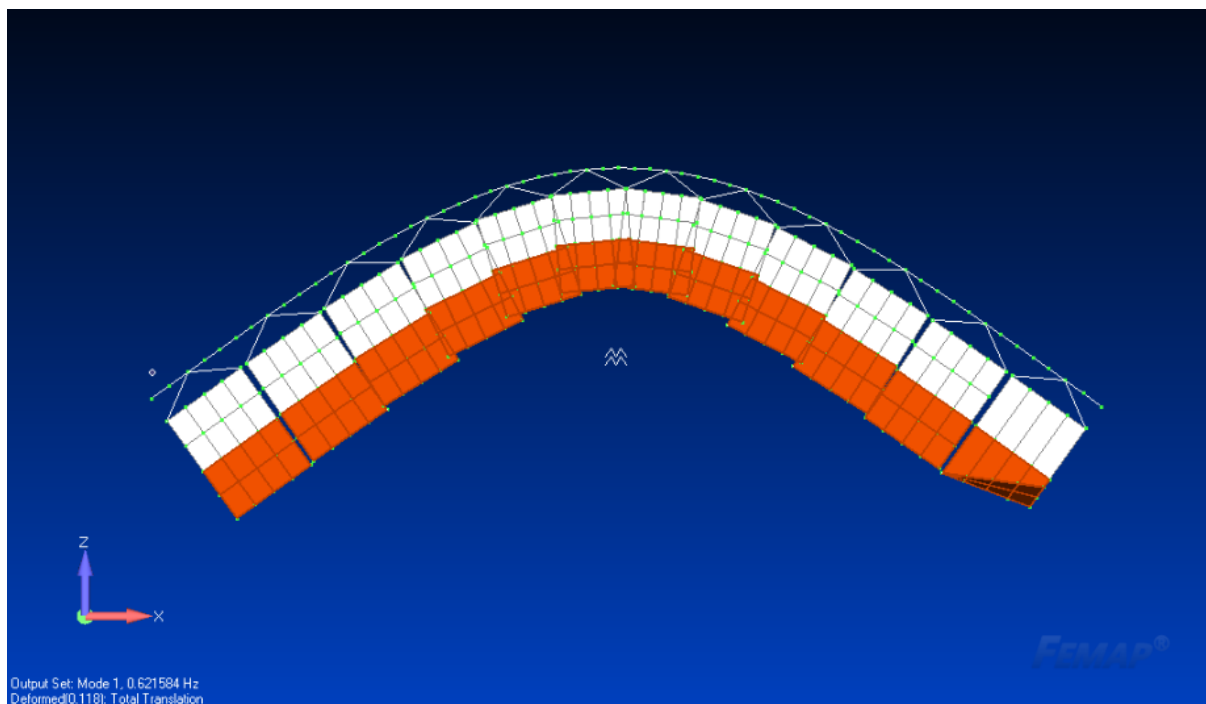
„Mokre“ frekvencije su izračunate pomoću opcije MFLUID koja računa dodatnu hidrodinamičku masu. Uronjeni dio pontona obojen je narančasto.

Tablica 5. „Mokre“ frekvencije modela u bazenu dobivene mjerenjem perioda, f_i (Hz)

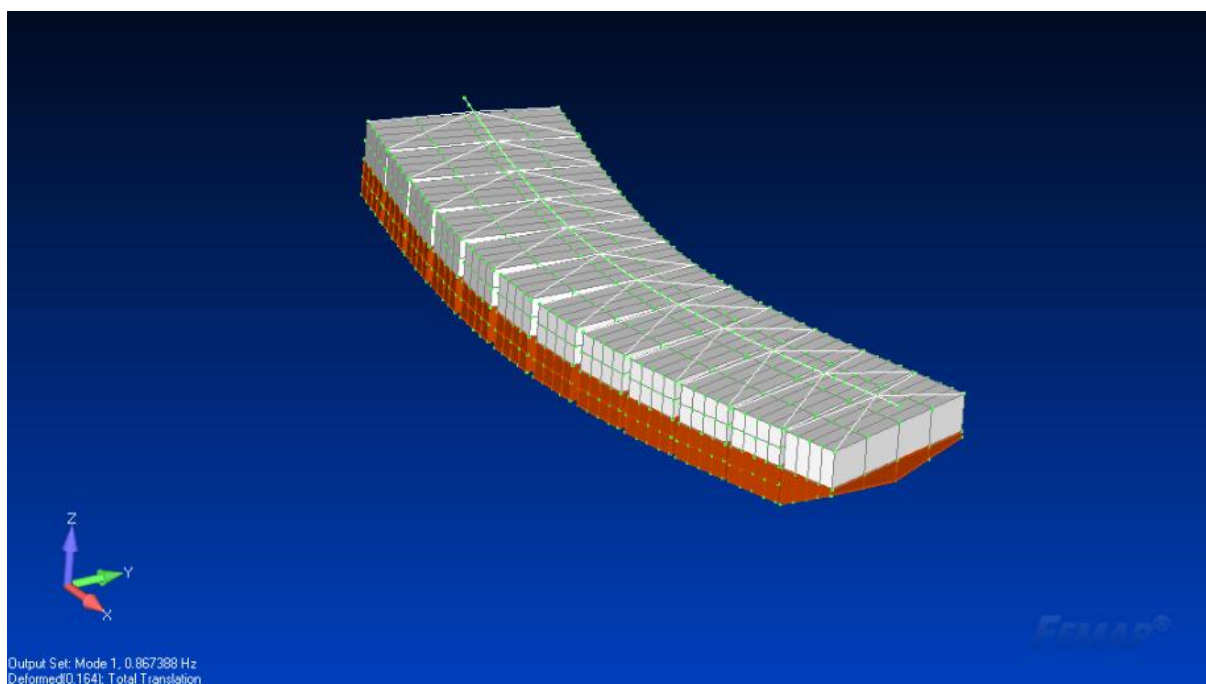
Vrsta vibracija	Mod	Frekvencija
Vertikalne	1	1,06
Horizontalne	1	0,75
Torzijske	1	1,19

Tablica 6. „Mokre“ frekvencije dobivene programom FEMAP/NASTRAN, f_i (Hz)

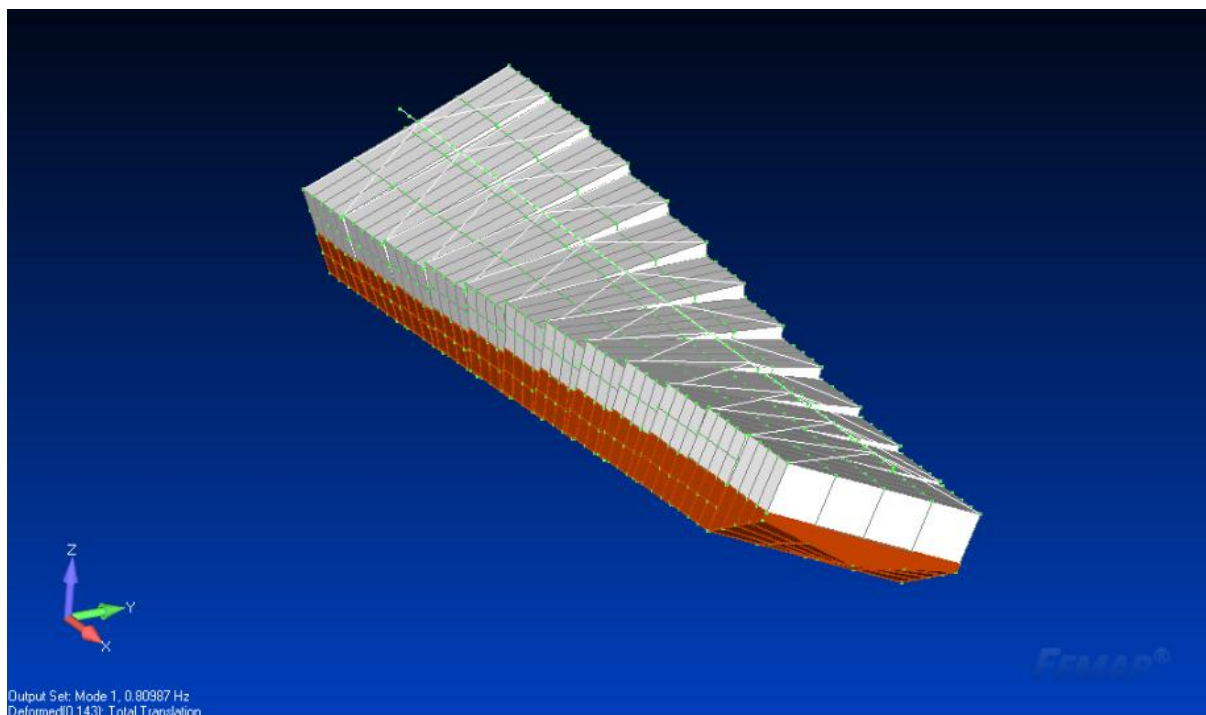
Vrsta vibracija	Mod	Frekvencija
Vertikalne	1	0,64
Horizontalne	1	0,88
Torzijske	1	0,81



Slika 14. Prvi „mokri“ vertikalni mod vibriranja, $f_1 = 0,62$ Hz



Slika 15. Prvi „mokri“ horizontalni mod vibriranja, $f_1 = 0,87$ Hz

Slika 16. Prvi „mokri“ torzijski mod vibriranja, $f_1 = 0,81$ Hz

Kod podataka dobivenih mjerenjem u bazenu javlja se jedan neobičan rezultat. Za prvi mod vertikalnih vibracija dobivena je frekvencija $f_1 = 1,06$ Hz što je više od iznosa „suhe“ frekvencija za taj mod. To je fizikalno neispravno jer bi uz efekt pridodane mase frekvencija trebala biti niža, što se može vidjeti iz rezultata dobivenih pomoću programa NASTRAN, $f_1 = 0,62$ Hz. Jedan od problema kod ispitivanja u bazenu je što prostori između pontona nisu zabrtvljeni pa voda ulazi u njih. To daje dodatno prigušenje pa se oscilacije brzo prigušuju što otežava mjerenje. Način mjerenja i očitavanja perioda također nije pouzdan tako da je upitna točnost dobivenih rezultata.

Tablica 7. Usporedba „suhih“ i „mokrih“ frekvencija vertikalnih vibracija dobivenih programom FEMAP/NASTRAN

Mod vibriranja	„Suhe“ frekvencije	„Mokre“ frekvencije
1	0,87	0,64
2	2,26	1,74
3	3,98	3,16
4	6,04	4,93
5	8,04	6,56

Tablica 8. Usporedba „suhih“ i „mokrih“ frekvencija spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija dobivenih programom FEMAP/NASTRAN

Mod vibriranja	„Suhe“ frekvencije	„Mokre“ frekvencije
1	0,9	0,83
2	1,13	0,95
3	2,2	1,96
4	2,32	1,98
5	3,39	2,95

6. Zaključak

Rezultati mjerenja u bazenu pokazuju određena odstupanja u odnosu na izračunate vrijednosti prirodnih frekvencija. Brtvljenje prostora između pontona bi pridonijelo točnosti mjerenja i boljem podudaranju s numeričkim vrijednostima.

Vertikalne „suhe“ frekvencije dobivene programom FEMAP/NASTRAN u usporedbi s frekvencijama dobivenih programom DYANA pokazuju dobro slaganje za prva 3 moda, dok u višim modovima odstupanja postaju veća. Frekvencije dobivene 3D modelom smatramo pouzdanijima zbog realnijeg modeliranja krutosti i mase konstrukcije. Frekvencije spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija pokazuju manja odstupanja od rezultata dobivenih programom DYANA, u usporedbi s vertikalnim vibracijama.

„Mokre“ frekvencije dobivene opcijom MFLUID u NASTRAN-u su u skladu s očekivanjima. Zbog efekta pridodane mase uvijek su niže od „suhih“ frekvencija. Porastom reda vibriranja očekuje se smanjenje pridodane mase, što potvrđuju i rezultati proračuna. Obzirom na logično ponašanje rezultata, možemo zaključiti da su dobivene „mokre“ frekvencije pouzdane.

Razlika između „suhih“ i „mokrih“ frekvencija spregnutih horizontalnih i torzijskih vibracija je manja nego u slučaju vertikalnih vibracija, jer je pridodana masa manja kod spregnutih vibracija.

7. Literatura

- [1] Senjanović, I.: Vibracije broda II, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1976.
- [2] Senjanović, I.: Vibracije broda I dio, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1974.
- [3] Senjanović, I., Malenica, Š., Tomašević, S., Investigation of ship hydroelasticity, Ocean Engineering, 35(2008), 523-535
- [4] Remy, F., Molin, B., Ledoux, A., 2006, Experimental and numerical study of the wave response of a flexible barge, Proc. Fourth International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology, Wuxi.